

9. КОНСТРУКТИВНА РОЗРОБКА І МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ ВУЗЛІВ ДВИГУНА

При курсовому проектуванні виконують розрахунки міцності: вала; колектора, кріплення обмоток у пазах, підшипникових опор, полюсів машини, станини, тобто всіх її основних вузлів з метою аналізу механічних чинників у машині.

Крім конструктивних розрахунків наводять схеми електричних з'єднань обмоток і дослідного стенда.

9.1. РОЗРАХУНОК ВАЛА

9.1.1 РОЗРАХУНОК ЗУСИЛЬ, ЩО ДІЮТЬ НА ВАЛ

Вал розраховують на прогин, міцність і критичну частоту обертання. Вали машин міського транспорту виготовляють зі сталі 45, для якої межа міцності $\sigma_{\sigma} = 700 \frac{MH}{M^2}$, $(70 \frac{KZ}{MM^2})$; межа текучості

$\sigma_m = 450 \frac{MH}{M^2}$, $(45 \frac{KZ}{MM^2})$; відносне подовження $\delta=16\%$. Вали машин магістрального транспорту виготовляють з легованої сталі 20ХН3А, для якої $\sigma_{\sigma} = 700 \frac{MH}{M^2}$, а $\sigma_m = 500 \frac{MH}{M^2}$

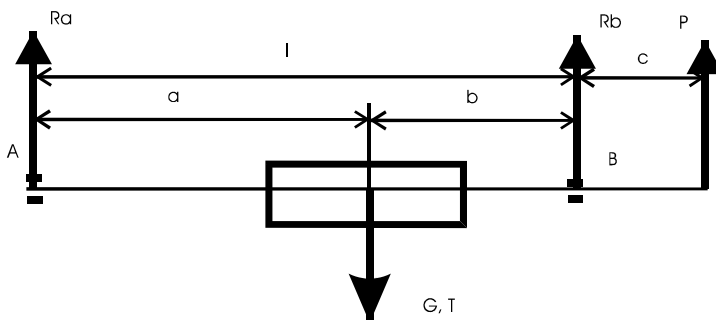


Рис. 9.1 – Розрахункова схема вала

відносно подовження $i=18\%$. На рис. 9.1 приведена розрахункова схема вала, на якій відзначені сили, що діють на вал, і основні розміри: l - відстань між опорами; iz - відстань від опори з боку приводу до місця додатка консольної сили P ; G - сила ваги; T - сила однобічного магнітного тяжіння; a , b - відстані від опор до центра ваги якоря, до якого прикладені сили G , T .

Силу ваги G визначають як

$$G = 2.5 \cdot g (G_{Fez} + G_{Fea}), \text{ Н}, \quad (9.1)$$

де маса сталевго пакета в кг складає $G_{Fez} + G_{Fea}$, а сила ваги G враховує масу всього якоря з колектором, а не тільки осердя, за допомогою коефіцієнта 2,5.

Сила однобічного магнітного тяжіння T визначається ексцентриситетом якоря, що передає різне тяжіння якоря до протилежних полюсів :

$$T = t_m \cdot \varepsilon_a, \text{ Н}, \quad (9.2)$$

де t_m - одинична сила однобічного магнітного тяжіння (при ексцентриситеті $\varepsilon_a = 1 \text{ мм}$)

$$t_m = g \cdot \pi \left(\frac{B_\delta}{0.5} \right)^2 \times \alpha \cdot \frac{D_a l}{k_\delta \cdot \delta}, \text{ Н/мм}. \quad (9.3)$$

Виведення формули (9.3), що міститься в [1], використовує відому формулу піднімальної сили електромагніта $\left(\frac{B}{0.5} \right)^2 \times S$, кг, де S - площа в см^2 .

Максимальна сила однобічного магнітного тяжіння визначається максимальним ексцентриситетом $F \leq 0.25\delta$ для машин постійного струму і $F \leq 0.5\delta$ для асинхронних машин. Початковий ексцентриситет приймають $\varepsilon_0 = 0,2 \text{ мм}$, а сила однобічного магнітного тяжіння, що викликається початковим ексцентриситетом,

$$T_0 = t_m \cdot \varepsilon_0 = 0,2 \cdot t_m, \text{ Н}. \quad (9.4)$$

Консольна сила P (рис. 9.1) виникає при опорно-осьовій підвісці і визначається

$$P = 1,05 \cdot F \cdot \frac{D_{\text{вк}}}{D_z} \times \frac{1}{K_{\text{неп}} \eta_{\text{неп}}}, \text{ Н}, \quad (9.5)$$

де F - сила тяги, визначається для тягових двигунів при робочому перевантаженні за струмом ($3I_n$) або як гранична за зчепленням сила $F = \psi_{\text{max}} \cdot \Pi$, якщо остання менше, ніж при струмі $3I_n$. Максималь-

ний коефіцієнт зчеплення $\psi_{\max} = 0.33$ для залізничного транспорту; P - тиск на вісь екіпажу; $K_{\text{пер}}$ - коефіцієнт, що залежить від виду передачі одно- ($K_{\text{пер}}=1$) або двосторонньої ($K_{\text{пер}}=2$) $\eta_{\text{пер}}$; - ККД передачі, ($\eta_{\text{пер}}=0.97$ при циліндричній і $\eta_{\text{пер}}=0.9$ - при конічній передачі).

Відношення діаметрів головного колеса і колеса редуктора $\frac{D_{\text{вк}}}{D_z} \approx 1.25$. За робочою характеристикою моменту $M(I)$ розраховують момент при триразовому перевантаженні за струмом M_3 . Сила тяги на колесі

$$F = \frac{2M_3 \cdot i \cdot \eta_{\text{пер}}}{D_{\text{вк}}}, \text{ Н} \quad (9.6)$$

Передаточне число редуктора при опорно-осьовій підвісці варто прийняти $i=3.5$ для електровозів і тепловозів; $i=4.1$ - для електропоїздів та $i=5.2$ - для іншої моторної тяги.

Діаметри головного колеса наведені в табл. 9.1

Таблиця 9.1 - Діаметри ведучого колеса $D_{\text{вк}}$

Тип тяги	Залізничний транспорт	Метрополітен	Трамвай	Тролейбус
Діаметр $D_{\text{вк}}$, м	1,25	0,78	0,70	1,07

9.1.2 . РОЗРАХУНОК ВАЛА НА ПРОГІН

При розрахунку на прогин вал уподібнюється балці рівного перерізу, навантаженою рівномірно розподіленим навантаженням з діаметром, рівним діаметру вала .

Прогин вала тягової машини від одиничних сил, прикладених до центру ваги осердя якоря:

$$\phi_1 = \frac{3 \cdot l^2 \cdot b - 4b^3}{60 \cdot E \cdot J}, \text{ м/Н.} \quad (9.7)$$

Прогин вала від сил, прикладених на консолі вала :

$$\phi_2 = \frac{l^2 c}{16EJ}, \text{ м/Н} . \quad (9.8)$$

У виразах (9.7), (9.8): l, b, c - геометричні розміри відповідно до рис. 9.1; $E=2,1(10^{11} \text{ Н/м}^2)$ - модуль пружності; J - момент інерції пере-

різу вала $J = k' \cdot \frac{\pi d_e^4}{64} \times 10^{-8}$: , d_e де - діаметр вала, k' а - коефіцієнт, що враховує збільшення жорсткості вала від насаджених на нього деталей. Зокрема, $k' = 1.4$ для валів із втулкою та $k' = 1.25$ для валів без втулки.

Прогин вала знаходять за формулою

$$f = \frac{\varphi_1(G + T_0) + K_{пер}\varphi_1 P}{1 - \varphi_1 t_m \times 10^3}, \text{ м} \quad (9.9)$$

$K_{пер}$ – відповідно до (9.5)

Якщо умови жорсткості вала не дотримуються, то треба збільшити діаметр вала, при цьому пропорційно d_e^4 збільшується момент інерції і зменшуються прогини вала від одиничних сил.

9.1.3 РОЗРАХУНОК ВАЛА НА МІЦНІСТЬ

Запас міцності вала визначається ступенем наближення максимальних напруг до межі текучості або до межі втоми матеріалу. Вал машини знаходиться під впливом змінного в часі моменту, що вигинає, і постійного моменту, що крутить, і працює в складному напруженому стані.

На рис. 9.2 наведені епюри обертаючих і вигинаючих моментів, діючих на вал. З рис. 9.2 випливає, що небезпечні перерізи вала знаходяться з боку підшипника приводу. На рис. 9.3 показані небезпечні перерізи вала. Знаходимо вигинаючі моменти в перерізах 1,2,3:

$$M_{u321} = Px_1, \text{ Нм} \quad (9.10)$$

$$M_{u322} = Px_2, \text{ Нм} \quad (9.11)$$

Для визначення $M_{виг3}$ попередньо знаходимо реакцію опори з боку приводу:

$$(G + T)a + Ql - P(l + c) = 0, \quad (9.12)$$

$$Q = P \frac{l + c}{l} - (G + T) \frac{a}{l}, \quad (9.13)$$

$$M_{виг3} = P(c + x_3) - Qx_3, \text{ Нм.} \quad (9.14)$$

Обертовий момент $M_{вр} = M_3$, відповідно до (9.6).

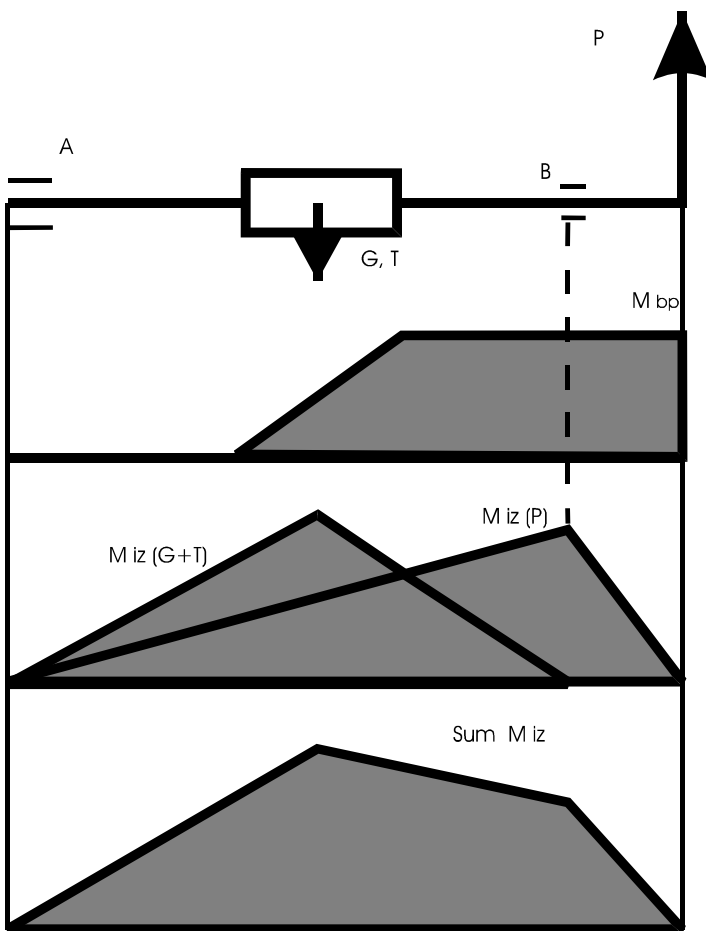


Рис. 9.2 – Епюри обертових і вигинаючих моментів

Напруги в небезпечних перерізах вала

$$\sigma = \frac{\sqrt{M_{\text{bp}}^2 + M_{\text{виг}}^2}}{W}, \text{ Н/м}^2, \quad (9.15)$$

де $W = \frac{\pi d_{\text{e}}^3}{32} \approx 0,1 d_{\text{e}}^3$ - момент опору відповідного перерізу вала.

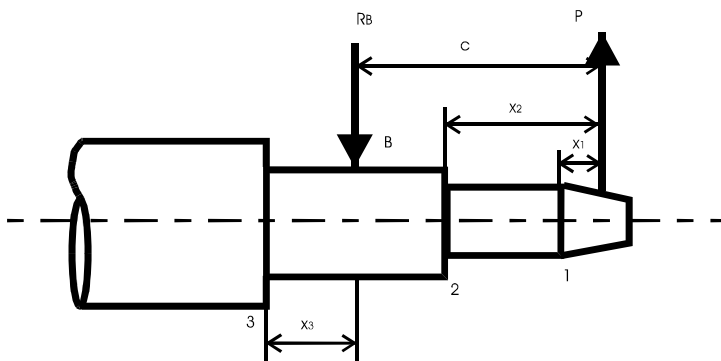


Рис. 9.3 – Небезпечні перерізи вала

Дійсне або розрахункове значення напруги в перерізах вала визначають за виразом

$$\sigma_{расч} = \sigma K_{\kappa} K_{\partial}, \frac{H}{M^2}. \quad (9.16)$$

Тут K_{κ} - коефіцієнт, що враховує концентрацію напруг у місцях переходу від одного перерізу вала до іншого; K_{∂} - коефіцієнт, що враховує ударні ефекти від нерівностей шляху.

У середньому можна прийняти $K_{\kappa}=1.7$; $K_{\partial}=1.75$ для опорно-осьової і $K_{\partial}=1.4$ для незалежної підвіски. Рекомендується

$$\sigma_{расч} \leq 185 \frac{MH}{M^2} \text{ для сталі 45,}$$

$$\sigma_{расч} \leq 230 \frac{MH}{M^2} \text{ для сталі 20ХН3А.}$$

Слід зауважити, що консольна сила $P=0$ при незалежних підвісках двигунів. У цьому випадку значення $P=0$ підставляють у всі наведені вище формули.

9.1.4 РОЗРАХУНОК ВАЛА НА КРИТИЧНУ ЧАСТОТУ ОБЕРТАННЯ

При вивченні поперечних коливань вала основним моментом є резонансні коливання, викликані збігом частот збудливих сил (небалансом, ексцентриситетом якоря) із частотою власних вигинаючих коливань вала.

Число обертів вала в секунду (хвилину), рівне власній частоті його вигинаючих коливань, прийнято називати критичною швидкістю вала. Правильно сконструйований вал повинен мати критичні швидкості обертання, досить віддалені від робочих швидкостей.

У [12] наводиться класичний графічний метод розрахунку критичних швидкостей, прийнятий в електромашинобудуванні. У [2] наведена аналітична методика розрахунку критичних швидкостей на основі розв'язання системи диференціальних рівнянь вигинаючих коливань вала. Її основи наводяться нижче для з'ясування фізичної сутності явища.

При вивченні вигинаючих коливань вал електричної машини на двох підшипниках розглядається як балка на двох опорах (рис. 9.1). Задача про статичний вигин такої балки зводиться, як відомо, до інтегрування таких диференціальних рівнянь :

$$\frac{d^2 M}{dx^2} = -q(x); \quad \frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{M(x)}{EI(x)}, \quad (9.16)$$

при граничних умовах

$$y(0) = y(l) = 0; \quad M(0) = M(l) = 0$$

де $y(x)$ – прогин; $M(x)$ – момент, що вигинає; $q(x)$ – інтенсивність навантаження на балку; $EI(x)$ – жорсткість балки при вигині. Вісь x спрямована по осі вала. Рівняння (9.16) можуть бути використані для вивчення вигинаючих коливань вал, якщо в навантаження включити сили інерції вала, інтенсивність яких визначається виразом

$$-\frac{q(x)}{g} \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}.$$

Рівняння коливань вала щодо положення спокою можуть бути при цьому записані в такому вигляді:

$$\frac{\partial^2 M}{\partial x^2} = \frac{q(x)}{g} \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}; \quad \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = -\frac{M(x,t)}{EI(x)}, \quad (9.17)$$

де $y(x,t)$ – динамічний прогин вала; $M(x,t)$ – динамічний вигинаючий момент; $y(x,t)$ і $M(x,t)$ – гармонійні функції часу:

$$y(x,t) = y(x) \cdot \sin \lambda t; \quad M(x,t) = M(x) \cdot \sin \lambda t. \quad (9.18)$$

Тут $y(x)$ і $M(x)$ – форма коливань і форма вигинаючого моменту.

Після підстановки в (9.17) виразів для $y(x,t)$ і $M(x,t)$ і їхньому скороченню на $\sin \lambda t$ одержують однорідну систему диференціальних рівнянь

$$\frac{d^2 M}{dx^2} = -\lambda^2 \frac{q(x)}{g} y(x); \quad \frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{M(x)}{EI(x)} \quad (9.19)$$

з нульовими граничними умовами

$$y(0) = y(l) = 0; \quad M(0) = M(l) = 0,$$

Розв'язання цієї системи щодо форм коливань $y(x)$ і $M(x)$ можливо тільки при певних значеннях $\lambda = \lambda_k$, ($k=1; 2; \dots$)... Фізично це означає, що вал із заданим розподілом маси і жорсткості, із заданою довжиною має строго визначені частоти вільних коливань. Кожній частоті λ до відповідає своя форма коливань $y_k(x)$ і своя форма моменту $M_k(x)$, що вигинає.

Ця методика дозволяє визначити залежність критичної частоти обертання $n_{кр}$, що має вигляд

$$n_{кр} = \frac{30}{\sqrt{f}}, \text{ об/хв}, \quad (9.20)$$

$$\text{де незалежно від підвіски двигуна } f = \frac{\varphi_1(G+T_0)}{1 - \varphi_1 t_m}.$$

Необхідно, щоб $n_{кр} \geq 1.5n_{\max}$. При цьому враховується запас 1,25 разу стосовно різницевої частоти обертання, на якій випробується кожна тягова машина на стенді і складова 120% від n_{\max} .

9.2 РОЗРАХУНОК КОЛЕКТОРА

Колекторні пластини виготовляють з холоднотягнутої міді трапецевого перерізу ($\sigma_e \leq 280 \frac{MH}{M^2}$, $\sigma_m \leq 240 \frac{MH}{M^2}$), або кадмійової міді ($\sigma_e \leq 350 \frac{MH}{M^2}$, $\sigma_m \leq 300 \frac{MH}{M^2}$).

Конструктивні розміри колектора визначають в такий спосіб. Довжину робочої поверхні знаходять відповідно до (6.5) за числом щіток і їхньою довжиною. Діаметр колектора D_k визначений залежно від габариту машини за табл. 2.1, довжину півника приймають $l_n = 30$ мм (цей розмір повинен бути не менше за 15 мм з конструктивних міркувань).

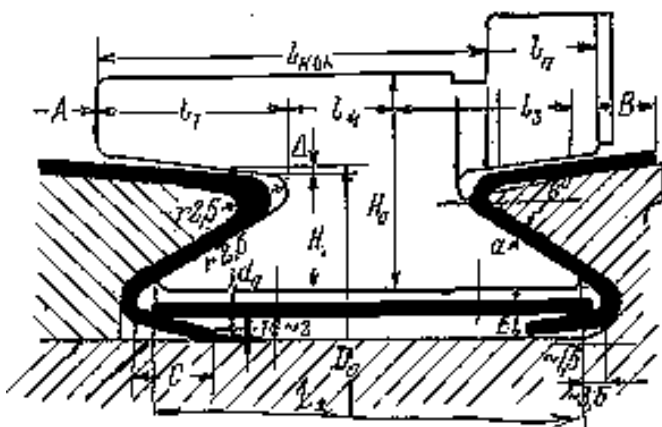


Рис. 9.4 – Ескіз колекторної пластини

Повна довжина колектора

$$L_0 = l_{кол} + l_n, \text{ см.} \quad (9.21)$$

Висота колекторної пластини

$$H_0 = 2.2 \cdot \sqrt[4]{D_k} - 1 \text{ см.} \quad (9.22)$$

Інші розміри (см) визначаються співвідношеннями

$$l_1 = (1.3 \div 1.9)H_1, \text{ см} \quad H_1 = (0.4 \div 0.5)H_0, \text{ см}, \quad (9.23)$$

$$l_2 = (1.8 \div 3)H_1, \text{ см}, \quad l_4 = 1.5H_1, \text{ см}, \quad l_3 = (2 \div 2.5)H_1, \text{ см}.$$

Розміри А, В, С, Е, що визначають вільоти манжет і відстань між колекторною пластиною і міканітовим циліндром, залежать від корпусної напруги і вибирають за табл. 9.2

Таблиця 9.2

U _{корп.} , В	А, мм	В, мм	С, мм	Е, мм
150	10	5	0	4
550	18	15	12	6
750	25	20	12	6
1200	32	25	16	7
1500	45	32	22	7
3000	60	50	28	10

При напругах, відмінних від зазначених у табл. 9.2, розміри А, В, С, Е рекомендується знаходити за допомогою лінійної інтерполяції. На рис. 9.5 показана колекторна пластина і сили, що діють на неї та небезпечні перерізи.

Діаметр стяжних шпильок (болтів) $d_b \approx 25$ мм або може прийматися іншим. Їхнє число $m \approx 10 \div 12$ або інше.

Напруга розтягу стяжних шпильок при запресуванні колектора

$$\sigma_{ш} = \frac{T_0 \cdot 1.27}{m d_{\phi}^2 g}, \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \leq 2550 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}. \quad (9.29)$$

Напруга зминання міканітових ізоляційних манжет

$$\tau_{см} = \frac{Q_0}{2\pi r_x l_x g}, \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \leq 800 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}, \quad (9.30)$$

$$r_x \approx \frac{0.9 D_0}{2}; \quad h_x = H_1; \quad l_x \approx 0.8 l_1.$$

При обертанні колектора і його нагріві виникають відцентрові сили, під дією яких відбувається додаткова деформація елементів кріплення колектора: середній діаметр його дещо збільшується, зменшуються сили аркового розпору, але зростає напруга у всіх його елементах.

Сумарний коефіцієнт збільшення напруг від нагріву і від відцентрових сил дорівнює

$$\xi_{\alpha\lambda} = \xi_t + 60 \frac{(D_k - h_{np} \cdot 0.1)^2 \times 10^{-4}}{p} \times \left(\frac{n_i}{1000}\right)^2, \quad (9.31)$$

де $\xi_t = 1.15$ - коефіцієнт збільшення напруг при нагріві колектора; h_{np} - висота провідника обмотки якоря в мм; p - питомий тиск між пластинами відповідно до (9.24); $n_i = 1$. $25n_{\max}$ - угонна (дослідна) швидкість обертання.

Виконують контроль усіх напруг $\sigma_x, \sigma_{ш}, \tau_{см}$ при нагрітому стані колектора множенням їх на коефіцієнт $\xi_{\alpha\lambda}$ (формули (9.28), (9.29), (9.30)).

9.3 РОЗРАХУНОК КРІПЛЕННЯ ОБМОТКИ ЯКОРЯ

Цей розрахунок завершує комплекс механічних розрахунків, пов'язаних з якорем.

9.3.1 РОЗРАХУНОК БАНДАЖНОГО КРІПЛЕННЯ ЛОБОВОЇ ЧАСТИНИ ОБМОТКИ

На бандажі діє сила початкового натягу при бандажуванні якоря і відцентрової сили обмотки. З умови рівноваги обмотки яко-

ря з бандажем установлюється співвідношення між тангенсійною, що розтягує бандаж силою T , і відцентровою силою

$$T = \frac{C}{2\pi} \quad , \text{ Н.}$$

Розрахунок бандажного кріплення проводять окремо для передніх лобових частин, задніх лобових частин і, при необхідності, для пазової частини обмотки. Правда, останній випадок усе менше зустрічається в практиці тягових двигунів. Він може застосовуватися для післяремонтного кріплення якірних обмоток. При цьому використовують винятково дровотий бандаж, який розташовують у спеціальних бандажних канавках, профреззованих на зовнішній поверхні якоря. **При розрахунку міцності бандаж розглядається як вільно обертове кільце, навантажене по всьому колу відцентровими силами.** Відцентрова сила частини обмотки, утримуваної бандажем,

$$C = 0.112G_0 R_c \left(\frac{n_i}{1000}\right)^2 \cdot g \quad , \text{ Н,} \quad (9.32)$$

де G_0 - вага відповідної частини обмотки: для лобових частин

$$G_{0,l} = G_{\text{сша}} \cdot \frac{0.14\tau}{L_{\text{аср}}} \quad , \text{ кг, відповідно до формул (4.6), (4.10); } R_c - \text{ радіус}$$

$$\text{центра ваги обмотки, } R_c \approx \frac{D_a - 0.1h_n}{2} \text{ см.}$$

Припустимий натяг бандажного дроту складає $0,8\sigma_z$, де припустиму напругу в бандажі σ_z приймають за табл. 9.2.

Таблиця 9.2 - Міцнісні характеристики бандажного дроту (ГОСТ 1546-77)

Характеристика	Сталевий дріт		
	твердий, Т	м'який, М	немагнітний, Н
Діаметр, $d_{\bar{\sigma}}$, мм	0,5 0,8 1,0 1,2 1,5 2,0	2,0; 2,5	1,5 2,5 2,0 3,0
Межа тривкості $\sigma_{\bar{\sigma}}$, кгс/см ²	18000	12000	14000
Припустимі напруги σ_z , $\frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$	6500	4500	5500

При виборі матеріалу дровового бандажа перевагу віддають немагнітному (Н) дроту, оскільки при його застосуванні обмотка має менший коефіцієнт питомої індуктивності (відповідно до (6.18)), що буває істотним для обмеження реактивної ЕРС машини.

Площа бандажного кільця

$$S_{\delta} = \frac{\pi}{4} d_{\delta}^2 i_{\delta} \times 10^{-2}, \text{см}^2. \quad (9.33)$$

Тут i_{δ} - необхідне число витків бандажа:

$$i_{\delta} = \frac{2.26 G_0 R_c}{[\sigma_{\text{дон}} - \frac{D_a^2}{40} \cdot (\frac{n_i}{1000})^2] d_{\delta}^2} \cdot (\frac{n_i}{1000})^2. \quad (9.34)$$

Останнім часом сталеві бандажі все частіше замінюються бандажами зі склострічки. Останню виготовляють з безперервних паралельно орієнтованих склошліт. Поліефірова смола після остаточного затвердіння скріплює нитку і шари стрічки, утворюючи монолітний бандаж.

Товщина стрічки $b_{\text{л}} = 0,2$ мм, ширина стрічки $l_{\text{л}} = 16; 18; 20$

мм, межа тривкості $\sigma_{\text{л}} = 700 \frac{\text{MH}}{\text{м}^2}$.

Припустимо значення напруги від відцентрових сил у бандажі $\sigma_c = 112 \frac{\text{MH}}{\text{м}^2}$. Тангенсійну силу в бандажі знаходять з виразу

$$T = 1,8 \cdot 10^3 \cdot G_0 R_c \cdot (\frac{n_i}{1000})^2, \text{Н}. \quad (9.35)$$

Знаючи розміри стрічки $q_{\text{л}} = b_{\text{л}} l_{\text{л}}$, встановлюють число витків стрічки:

$$w_{\text{л}} = \frac{T}{\sigma_{\text{л}} q_{\text{л}}} = \frac{T}{\sigma_{\text{л}} b_{\text{л}} l_{\text{л}} \cdot 10^{-6}}. \quad (9.36)$$

Застосування склобандажів дешевше і простіше технологічно в порівнянні з дрововими бандажами, але дрововий бандаж має істотну перевагу при охолодженні лобових (пазових) частин обмотки якоря.

9.3.2 РОЗРАХУНОК КЛИНОВОГО КРІПЛЕННЯ У ПАЗАХ

Навантаженням клину є розподілена питома відцентрова сила на одиницю довжини (1 см) :

$$C_{\omega} = 0.112 G_{Cua} \frac{2}{L_{acr}} \cdot R_c \left(\frac{n_i}{1000} \right)^2 \cdot g, \text{ Н/см.} \quad (9.37)$$

Клин являє собою, таким чином, вільно обперту балку з розподіленим навантаженням C_{ω} і перевіряється на вигин і зріз.

Напруга вигину в клині

$$\sigma = 1.5 \frac{C_{\omega} b_{\text{клин}}}{h_{\text{кл}}^2 g} = 1.5 \frac{C_{\omega} \cdot 1,1 b_n}{h_{\text{кл}}^2 g} \cdot 10 \leq \sigma_{\text{дон}}, \text{ кгс/см}^2. \quad (9.38)$$

Для текстолітових (гетинаксових) клинів $\sigma_{\text{дон}} = 250 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$, а

для дерев'яних - $\sigma_{\text{дон}} = 80 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$.

Напруга зрізу в клині

$$\tau = 0,5 \frac{C_{\omega}}{h_0} \cdot 10 \leq \tau_{\text{дон}}, \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \quad (9.39)$$

Параметр h_0 зазначений на ескізі паза (рис. 3.2).

Для текстолітових (гетинаксових) клинів $\tau_{\text{дон}} = 150 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$, для

дерев'яних - $\tau_{\text{дон}} = 20 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$.

Висота клина повинна задовольняти співвідношенню

$$h_{\text{кл}} \geq 1.22 \sqrt{\frac{0.1 b_{\text{клин}} C_{\omega}}{\sigma_{\text{дон}}}}, \text{ см.}$$

9.4 РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ

При конструюванні машини на щитових підшипниках кочення рекомендується застосовувати з боку колектора кульковий підшипник (затиснений), а з боку приводу - роликовий (упорний). Останній припускає невелике осьове переміщення, що важливо при наявності осьо-

вих навантажень або компенсації температурного балансу (при нагріванні ротора). Підшипники вибирають за каталогами (табл. 9.3) за величиною *коефіцієнта роботоздатності С*.

$$C = R_{розр} (n_n h)^{0.3}, \text{ Н}, \quad (9.40)$$

де $R_{розр}$ - розрахункове навантаження (приведене радіальне навантаження), обумовлене: реакціями опор; напрямком навантаження (осьове, радіальне); характером навантаження (постійне, циклічне); швидкістю обертання сепаратора підшипника; необхідністю самоустановки підшипника для компенсації перекосів вала або корпусу; конструкцією підшипника (яке кільце -внутрішнє чи зовнішнє обертається); n_n - номінальна частота обертання в об/хв; h - гарантоване число годин роботи (відповідно до ГОСТ 183-74 не менше 10000 годин).

Роботоздатність С відповідно до (9.40) має бути не менша за наведену в табл. 9.3, інакше вибирають підшипник більшого габариту.

Для розрахунку підшипника необхідно знайти реакцію опор, тобто визначити сили, що діють на підшипник. Реакції опор знаходять за тривалим режимом роботи двигуна, тобто консольну силу Р беруть відповідно до (9.5), а силу однобічного магнітного тяжіння

$$T = (e_0 + f) t_m, \text{ Н}. \quad (9.41)$$

Розрахункова схема для визначення реакцій опор наведена на рис. 9.1.

Реакцію опори R_v знаходять за силою Р, спрямованої вниз. У цьому випадку вважаємо, що вал у прольоті між А та Б вигинається вгору, тому сила Т діє зустрічно силі ваги G, а силу Т можна не враховувати.

Рівняння моментів сил щодо А

$$P(l + c) + Ga = R_g l, \quad (9.42)$$

$$R_g = P \frac{l + c}{l} + G \frac{a}{l}, \text{ Н}.$$

Реакція опори А буде більшою при силі Р, спрямованій вгору. При цьому вал прогинається вниз, тому враховуємо сили G і Т.

Рівняння моментів щодо Б

$$R_A l - (G + T)b - Pc = 0, \quad (9.43)$$

$$R_A = (G + T) \frac{b}{l} + P \frac{c}{l}, \text{ Н}.$$

При незалежних підвісках двигуна й однобічній передачі обертаючого моменту реакції опор знаходимо як

$$R_A = (G + T) \frac{b}{l}, H \quad R_B = (G + T) \frac{a}{l}, H.$$

При двобічній передачі найбільші реакції опор одержимо при силах Р, спрямованих вниз. При цьому вал має тенденцію прогинатися вгору від осьової лінії, що дозволяє не враховувати силу Т і вести розрахунок за формулами

$$R_A = G \frac{b}{l} + P, H; \quad R_B = G \frac{a}{l} + P, H.$$

При двобічній передачі і незалежній підвісці реакції опор знаходимо

$$R_A = (G + T) \frac{b}{l}, H \quad R_B = (G + T) \frac{a}{l}, H.$$

Крім перерахованих радіальних навантажень на підшипник можуть діяти **аксіальні навантаження**. У випадку косозубчастої передачі аксіальна сила

$$A = P \times \operatorname{tg} \psi, H, \quad (9.44)$$

де $\psi = (8 \div 20)^\circ$ - кут спіралі зубчастої передачі.

У випадку карданного з'єднання

$$A = \frac{2\mu M_n}{d_{кв}}, H, \quad (9.45)$$

де $\mu=0,15$ - коефіцієнт тертя; M_n - номінальний обертаючий момент; $d_{кв}$ - діаметр кінця вала або середній діаметр шліців.

Розрахункова реакція опор з урахуванням аксіальних сил визначається за виразом

$$R_{розр} = (R_{A,B} + mA)K_d, H, \quad (9.46)$$

де K_d - коефіцієнт, що враховує ударні навантаження на підшипник, $K_d = 2.2$ для осьової підвіски, $K_d = 1.75$ для незалежної підвіски; m - коефіцієнт, що враховує дію аксіального навантаження; $m = 1.5$ для шарикопідшипників та $m = 0$ для роликопідшипників.

У табл. 9.3 наведені параметри підшипників, застосовуваних у тязі.

У позначенні підшипників останні дві цифри, помножені на 5, визначають внутрішній діаметр підшипника в мм. Середня цифра характеризує габарит підшипника, що може бути різним при тому самому внутрішньому діаметрі, наприклад, 2 - легкий, 3 - середній, 4 - важкий, 5 - середній широкий, 6 - широкий важкий.

У різних довідниках і посібниках коефіцієнт роботоздатності C наведений з урахуванням, що реакція опори виражена в кгс. Тому якщо реакція опори визначена в ньютонках, то табличний коефіцієнт роботоздатності повинен бути помножений на 10. На рис. 9.6 наведені номограми для визначення числа годин роботи h з формули (9.40) по відношенню $C / R_{розр}$.

Для змащення підшипників кочення застосовують густі консистентні мастила.

У великій залізничній тязі з опорно-осьовими підвісками застосовують підшипники ковзання, що звуться **моторно-осьовими** підшипниками (рис.9.7).

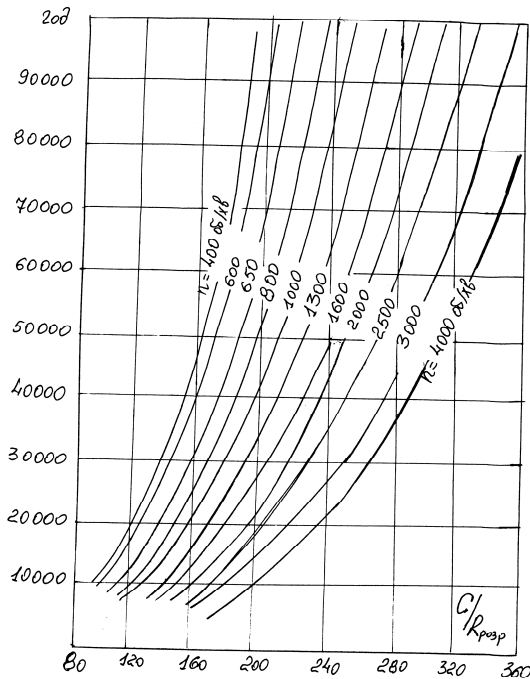


Рис. 9.6 – Номограми для визначення числа годин роботи підшипників

Моторно-осьові підшипники є і в двигунах з опорно-осьовою підвіскою і порожнім валом. На рис. 9.7 наведений ескіз моторно-осьового підшипника з постійним рівнем мастила. Шапка підшипника кріпиться до станини на спеціальних припливах (рис.9.7) із допусками напруг посадки Н. Стягуючі болти виготовлені з термообробленої сталі 45 ($\sigma_s = 70 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2}$, $\sigma_m = 50 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2}$) і великого діаметра (до М42).

Для надійного обпирання двигуна на вісь колісної пари кріплення шапки до станини здійснюється під кутом $15 \div 30^\circ$ до вертикалі. Вкладиші моторно-осьових підшипників мають бортики, що фіксують їх в осьовому напрямку, і виготовляються зі спеціальної латуні або бронзи. Внутрішня поверхня латунних вкладишів заливається бабітом. Товщина заливання складає 4 мм. Як мастило застосовується рідка машинна олія (типу СУ). На рис. 9.7 заповнення мастилом здійснюється за допомогою шприцу, що проходить через трубку 1 і занурюється в отвір 2.

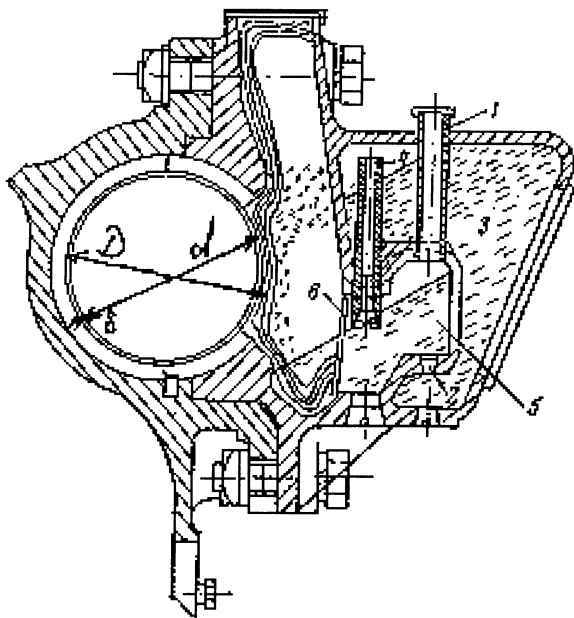


Рис. 9.7 – Ескіз моторно-осьового підшипника

До осі двигуна мастило поступає за допомогою вовняних кінців, що торкаються осі колісної пари в отворі вкладиша. Якщо рівень мастила стане нижчим отвору трубки 4, то повітря через трубку 4 надходить в камеру 3 і видавлює мастило в камеру 5 через отвір 2, доки воно не перекриє отвір трубки 4. Застосовуються також і більш прості конструкції подачі мастила.

Довжина вкладиша в осьовому напрямку визначається за співвідношенням

$$\frac{l_0}{d_0} = 1.5 \div 1.7 ,$$

де l_0 - осьова довжина вкладиша, d_0 - діаметр осі.

Товщина вкладишів складає 15 мм.

Теорія роботи підшипників ковзання заснована на роботі «**мастилового клину**» або гідродинамічної теорії змащення [2, 12]. Для плоского потоку (рис.9.8) основне рівняння гідродинаміки масляного клину має вигляд

$$\frac{dp}{dx} = 6zv \cdot \frac{h - h_0}{h^3} , \quad (9.47)$$

де p - тиск у мастильному шарі, Па; x - координата на поверхні ковзання, м; v - швидкість руху поверхні, що переміщується, м/с; z - абсолютна в'язкість олії, Па·сек; h - товщина плівки в точці з поточною координатою x , м; h_0 - товщина плівки в точці максимуму тиску, м.

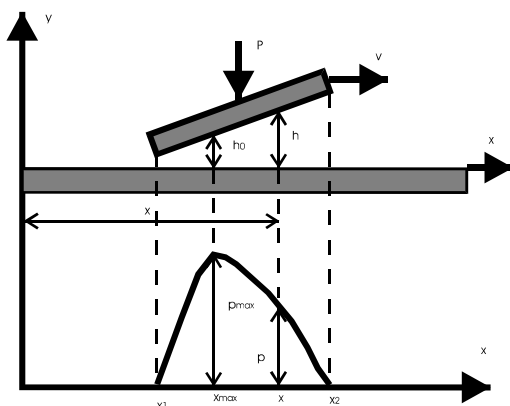


Рис. 9.8 – Утворення масляного клину в плоскому потоці мастила

Рівняння (9.47) дозволяє зробити такі висновки:

-якщо поверхні, що взаємно переміщуються, рівнобіжні одна до одної, то динамічне підвищення тиску в мастильному шарі неможливе і тому у ньому досягне тільки напівсухе тертя;

-якщо рух відбувається в такому напрямку, що мастило захоплюється до кінця щілини, яка розширюється, то в шарі мастила є і негативні значення тиску.

Перший висновок свідчить про те, що масляний клин існує тільки між похилоковзними одна до одної поверхнями. У підшипниках ковзання це досягається різницею діаметрів вкладиша D і цапи d (рис. 9.7). Зазор між ними дорівнює $\delta = (D - d) / 2$

Відносний діаметральний зазор $\psi = \delta / d$. Цапу і вкладиші розташовують одна щодо одного із зсувом їхніх центрів, що характеризується величиною ексцентриситету e . Відносне значення ексцентриситету дорівнює $\chi = e / d$. Інтегрування рівняння (9.47) у зоні позитивних тисків дає вираз для питомого навантаження p у $\text{кгс} / \text{см}^2$, що сприймається вкладишем :

$$p = \frac{Z \cdot n_n}{\psi^2} \Phi \times 10^{-5}, \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}. \quad (9.48)$$

Тут параметр Φ називається *коефіцієнтом навантаженості*, що залежить від відношення довжини вкладиша до діаметра осі $l / d \approx 1.5 \div 1.7$, а також від відносного ексцентриситету χ .

Останнім часом перевіряються конструкції моторно-осьових підшипників з підшипниками кочення.

У табл. 9.3 наведений каталог підшипників кочення, застосовуваних в електричній тязі для вибору останніх при проектуванні.

Таблиця 9.3 - Підшипники кулькові радіальні однорядні за ГОСТ

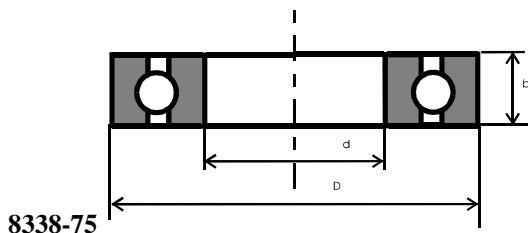


Рис. 9. 9а

Умове позначення підшипника	Внутрішній діаметр, мм	Зовнішній діаметр, мм	Ширина, мм	Коефіцієнт роботоздатності С	Частота обертання, об/хв
Легка серія					
207	35	72	17	30000	10000
208	40	80	18	39000	10000
209	45	85	19	39000	8000
210	50	90	20	42000	8000
211	55	100	21	52000	8000
212	60	110	22	62000	6000
213	65	120	23	68000	6000
214	70	125	24	74000	5000
Середня серія					
307	35	80	21	40000	8000
308	40	90	23	48000	8000
309	45	100	25	57000	6000
310	50	110	27	72000	6000
311	55	120	29	84000	6000
312	60	130	31	94000	5000
313	65	140	33	106000	5000
314	70	150	35	120000	5000
Важка серія					
407	35	100	25	68000	6000
408	40	110	27	78000	6000
409	45	120	29	92000	6000
410	50	130	31	108000	5000
411	55	140	33	120000	5000
412	60	150	35	132000	5000
413	65	160	37	144000	4000
415	75	190	45	194000	4000
416	80	200	48	210000	3000

Продовження табл. 9.3 - **Кульковий радіально-упорний дворядний підшипник (замкнений), ГОСТ 4252-75**

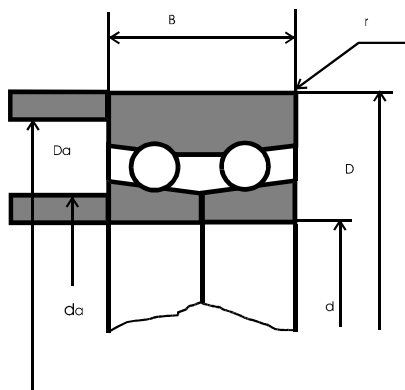


Рис. - 9. 96

Позна-чення	d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	da, мм		Da, мм	C, кН	C ₀ , кН
					ном	max			
3056307	35	80	34,9	2,5	44	44	71	47,0	32,7
3056308	40	90	36,5	2,5	49	51	81	50,0	36,0
3056309	45	100	39,7	2,5	54	56	91	54,1	40,8
3056310	50	110	44,4	3,0	60	63	100	60,0	47,0
3056311	55	120	49,2	3,0	65	67	110	71,5	56,0
3056312	60	130	54,0	3,5	72	75	118	80,0	64,0
3056313	65	140	58,7	3,5	77	78	128	89,0	74,0
3056314	70	150	63,5	3,5	82	85	138	100,0	85,2
3056315	75	160	68,3	3,5	87	93	148	113,0	95,0
3056316	80	170	68,3	3,5	92	99	158	126,0	108,0
3056317	85	180	73,0	4,0	99	103	166	140,0	117,0
3056318	90	190	73,0	4,0	104	111	176	—	—
3056319	95	200	77,8	4,0	109	119	186	—	—
3056320	100	215	82,6	4,0	114	125	201	—	—

Примітки: Напрямок сприйманих навантажень радіальних і осьових в обидва боки.

Осьові навантаження в обидва боки до 80% невикористаного припустимого радіального навантаження.

Підшипник забезпечує підвищену радіальну жорсткість вала.

Продовження табл. 9.3 - Підшипники роликові радіальні з короткими циліндричними роликами за ГОСТ 8328-75

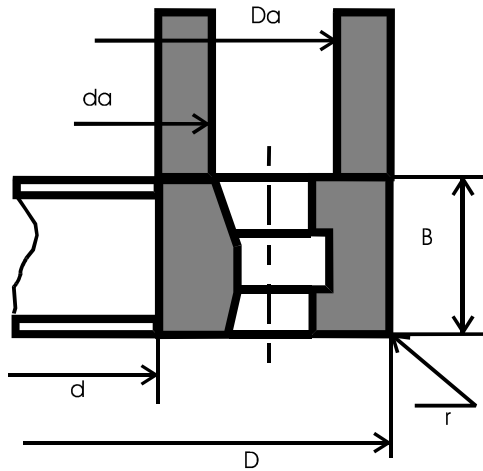


Рис. 9. 9в

Умовне позначення підшипника		Внутрішній діаметр, мм	Зовнішній діаметр, мм	Ширина, мм	Коефіцієнт робото-здатності С	Частота обертання, об/хв
Тип 32200	Тип 42200					
Легка вузька серія						
32207	42207	35	72	17	39000	10000
32208	42208	40	80	18	50000	10000
32209	42209	45	85	19	54000	8000
32210	42210	50	90	20	57000	8000
32211	42211	55	100	21	70000	8000
32212	42212	60	110	22	84000	6000
32213	42213	65	120	23	98000	6000
32214	42214	70	125	24	98000	5000
32215	42215	75	130	25	120000	5000
32307	42307	35	80	21	54000	8000
32308	42308	40	90	23	66000	8000
32309	42309	45	100	25	90000	8000
32310	42310	50	110	27	100000	6000
32311	42311	55	120	29	132000	6000

Продовження табл. 9.3

Умовне позначення підшипника		Внутрішній діаметр, мм	Зовнішній діаметр, мм	Ширина, мм	Коефіцієнт робото-здатності С	Частота обертання, об/хв
Тип 32200	Тип 42200					
32312	42312	60	130	31	158000	5000
32313	42313	65	140	33	170000	5000
32314	42314	70	150	35	200000	5000
32315	42315	75	160	37	230000	4000
32316	42316	80	170	39	240000	4000
Середня широка серія						
32607	42607	35	80	32	66000	8000
32608	42608	40	90	32	84000	8000
32609	42609	45	100	36	124000	8000
32610	42610	50	110	39	145000	6000
32611	42611	55	120	43	158000	6000
32612	42612	60	130	46	196000	5000
32613	42613	65	140	48	220000	5000
32615	42615	75	160	55	310000	4000
32616	42616	80	170	58	330000	4000
32617	42617	85	180	60	380000	4000
32618	42618	90	190	64	400000	3000
32620	42620	100	215	73	540000	3000
32622	42622	110	240	80	730000	2500
32624	42624	120	260	86	890000	2500
32626	42626	130	280	93	1070000	2000
32630	42630	150	320	108	1260000	2000
32634	42634	170	360	120	1660000	1600
Важка серія						
32410	42410	50	130	31	170000	5000
32411	42411	55	140	33	180000	5000
32412	42412	60	150	35	220000	5000
32413	42413	65	160	37	240000	4000
32414	42414	70	180	42	310000	4000
32416	42416	80	200	48	400000	3000
32417	42417	85	210	52	460000	3000
32418	42418	90	225	54	520000	3000
32419	42419	95	240	55	540000	3000

Продовження табл. 9.3

Умовне позначення підшипника		Внутрішній діаметр, мм	Зовнішній діаметр, мм	Ширина, мм	Коефіцієнт робото-здатності С	Частота обертання, об/хв
Тип 32200	Тип 42200					
32420	42420	100	250	58	630000	2500
32421	42421	105	260	60	670000	2500
32422	42422	110	280	65	760000	2500
32424	42424	120	310	72	980000	2500
32426	42426	130	340	78	1260000	2000
32428	42428	140	360	82	1340000	2000
32430	42430	150	380	85	1440000	1600

9.5 КРІПЛЕННЯ ГОЛОВНИХ ПОЛЮСІВ

На болти, що кріплять головні полюси до станини, діє тангенсійна сила від обертаючого моменту, а для полюсів, розташованих по горизонтальній осі, ще й вага полюса з обмоткою. Силами магнітного тяжіння зневажають, вважаючи, що магнітне тяжіння полюса до якоря і магнітне тяжіння полюса до станини один одного врівноважують.

Тангенсійна сила, що діє на полюс ,

$$T = \frac{K_{пер} M_n}{g p D_a} \cdot 10^2, \text{ кгс.} \quad (9.49)$$

$K_{пер}$, коефіцієнт перевантаження по моменту, приймається 3-кратним.

Вага полюса G_{zn} враховує вагу обмотки збудження і вагу компенсаційної обмотки на один полюс, а також власну вагу осердя полюса:

$$G_{zn} = \frac{G_{Cuа} + G_{CuKO}}{2p} + 7.8 \times 10^{-4} \cdot 1.15 l_m b_m, \text{ кг,} \quad (9.50)$$

де l_m визначається відповідно до (5.11) і дорівнює висоті полюса, b_m - ширина полюса в мм.

При розрахунку міцності болтів кріплення полюса необхідно враховувати, що сила T створює перевертаючий момент, що і призводить до нерівномірного розподілу тиску в стику між полюсом і станиною. Тому болтами створюють такий натяг полюса Q , який би забез-

печив наявність тиску по всій поверхні стику (рис.9.10). У припущенні лінійного розподілу контактного тиску в стику

$$p_{\min} = \frac{Q}{lb_m \cdot 0.1} - \frac{6TL_m}{lb_m^2 \cdot 0.01}, \text{ кгс.} \quad (9.51)$$

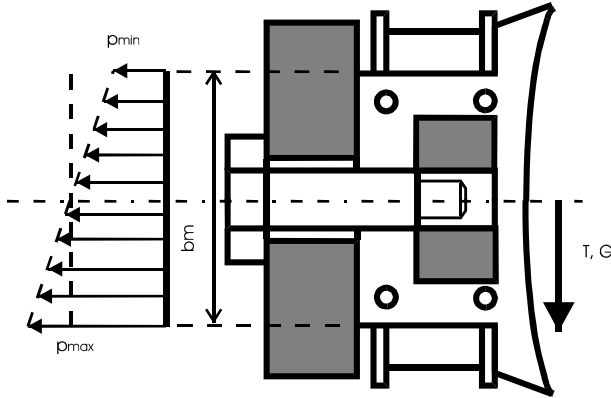


Рис. 9.10. – Схема сил, що діють на головний полюс

З умови позитивного мінімального тиску

$$Q > 6T \frac{L_m}{0.1b_m}, \text{ кгс.} \quad (9.52)$$

Натяг болтів, що кріплять полюс до станини, повинен бути таким, щоб сили тертя між полюсом і станиною врівноважували силу, що зрушує, $T+G_{\text{гп}}$. Приймаючи значення коефіцієнта тертя між станиною і полюсом рівним 0,2, розраховують напруги розтягу в болтах, що кріплять ,

$$\sigma' = \frac{T + G_{\text{гп}}}{0.2m_{\delta}F_{\delta}}, \text{ кг/см}^2. \quad (9.53)$$

Тут m_{δ} - число болтів на полюс, а F_{δ} - переріз одного болта в см^2 по його нарізці.

Напряга розтягу в болтах, розрахована з умови в стику тиску (9.52),

$$\sigma'' = \frac{6TL_m}{0.1b_m m_{\delta} F_{\delta}}, \text{ кг/см}^2. \quad (9.54)$$

Значення σ' , σ'' не повинні перевищувати припустимих значень напруг, що для сталі Ст3 складають 800 кг/см^2 , а для сталі Ст5 -

1000 кг/см². Дійсні напруги затяжки повинні перевищувати максимальну з напруг σ' , σ'' на 20%

$$\sigma_{\max} = \max(\sigma', \sigma''); \quad (9.55)$$

$$Q_{\text{зам}} = 1.2 \sigma_{\max} F_{\text{б}} g, \text{ Н},$$

зусилля затягнення болта. Момент затягнення гайки при коефіцієнті тертя в різьбі 0,17 дорівнює

$$M_{\text{зам}} = Q_{\text{зам}} \times 0.22 d_{\text{б}} \times 10^{-3}, \text{ Нм}, \quad (9.56)$$

де $d_{\text{б}}$ - зовнішній діаметр нарізки болта, мм.

Жерсті полюса спресовуються під тиском $q = 20$ кг/см² і утримуються заклепками. Число останніх на полюс m , повинно бути не менше 4-х, можливі значення діаметра заклепок у мм: 4; 6; 8; 10; 12. Загальна площа заклепок складає приблизно 2% від площі полюсного листа:

$$S_m = 1.15 \times 10 \times b_m L_m, \text{ мм}^2. \quad (9.57)$$

Заклепки перевіряють на розтяг:

$$\sigma = \frac{4qS_{\text{пол}}}{\pi n_3 d_3^2}, \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \leq 900 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} \text{ для сталі Ст3}. \quad (9.58)$$

9.6 . КРІПЛЕННЯ ДОДАТКОВИХ ПОЛЮСІВ

Додаткові полюси кріплять до станини сталевими (Ст 3, Ст 5) або немагнітними (із немагнітної сталі, бронзовими, латунними) болтами. Останні застосовують при підрозділенні немагнітного зазору ДП на дві ділянки у якоря та у станини. Припустимі напруження в сталі приймають такими ж, як і у випадку кріплення головного полюса, тобто для сталі Ст3 - 800 кг/см², а для сталі Ст5 - 1000 кг/см². Для бронзових і латунних болтів ці напруження менші і складають 500 кг/см².

Болти кріплення розраховують на дію сил взаємодії між ДП і сусідніми головними полюсами, на силу ваги ДП і на тангенсійну силу від дії струмів комутації.

А) Сила однобічного тяжіння осердя ДП. Як впливає з рис. 4.2, у двигуні потік розсіяння ДП між різнополярними головним і додатковим полюсами визначається сумою МРС головного полюса і МРС ДП, а потік розсіяння між однополярними головним і додатковим полюсами – різницею МРС головного полюса і МРС ДП ($F_{\text{г}}$ и $F_{\text{д}}$).

Значення F_e и F_d слід брати з урахуванням робочого перевантаження за струмом якоря (збудження).

Індукція між наконечниками полюсів визначається як

$$B_1 = \frac{F_e + F_d}{8000l_1}; B_2 = \frac{F_e - F_d}{8000l_1}; \text{ Тл.} \quad (9.60)$$

Значення l_1 вказані на рис. 4.2, а також на ескізі МПО, рис. 5.1.

Різниця магнітного тяжіння ДП до башмаків сусідніх головних полюсів визначається формулою піднімальної сили електромагніта:

$$Q_1 = [(\frac{B_1}{0.5})^2 - (\frac{B_2}{0.5})^2] \cdot 0.1hl \cdot g = \frac{glhF_eF_d}{8000l_1^2}, \text{ Н,} \quad (9.61)$$

де l - довжина полюса в см, а h - висота башмака головного полюса в мм, відповідно до рис. 4.2 і рис. 5.1.

У припущенні лінійного розподілу магнітної індукції $B_1(y)$ і $B_2(y)$ у МПО за висотою, що відповідає розподілу в МПО МРС полюсів, визначається рівнодіюча сила тяжіння, що діє на ДП ,

$$Q_2 = (H - h)l \cdot \frac{F_eF_d \cdot g}{180 \times 10^4 \cdot l_2^2}, \text{ Н,} \quad (9.62)$$

де H - висота ДП у мм, l_2 - параметр, показаний на рис. 4.2 або рис. 5.1.

Б) Тангенсійна сила взаємодії ДП із струмами комутації є проявом комутаційної реакції якоря :

$$Q_3 = 0.07gAb_{\kappa z}B_wl \cdot 10^{-3}, \text{ Н.} \quad (9.63)$$

Магнітна індукція B_w приймається в Тл для режиму робочого перевантаження за струмом відповідно до співвідношення (6.24).

В) Вага ДП.

$$G_{ДП} = [7.8 \times 10^{-5} \cdot lHb_{mд} + \frac{G_{Cuw}}{2p}] \cdot g, \text{ Н.} \quad (9.64)$$

Розрахункова сила затягнення болтів на відсутність зрушення ДП при коефіцієнті тертя між ДП і станиною - 0,2:

$$N' = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3 + G_{ДП}}{0.2g}, \text{ кг.} \quad (9.65)$$

Розрахункова сила затягнення болтів на відсутність перекидання ДП:

-плече рівнодіючої Q_1 дорівнює $H - \frac{h}{2} \approx 0.9H$;

-плече рівнодіючої Q_2 дорівнює $0.7H$;

-плече рівнодіючої Q_3 дорівнює 1,0Н.

$$N'' = \frac{H}{0.5b_{m\partial}g} (0.9Q_1 + 0.7Q_2 + 0.5G_{ДП}), \text{ кг}$$

$$N_{max} \max(N', N'') \quad (9.66)$$

Напруга розтягу в болтах:

$$\sigma = \frac{N_{max}}{m_{\delta} F_{\delta}}, \text{ кг/см}^2 \leq \sigma_{доп.}, \quad (9.67)$$

де m_{δ} , F_{δ} - число болтів кріплення ДП і площа перерізу болта по його нарізці в см^2 .

9.7 .РОЗРАХУНОК СТАНИНИ

Розрахунок станини полягає в перевірці її жорсткості, що оцінюється за припустимим рівнем деформації станини.

Навантаженнями станини є однобічне магнітне тяжіння при бічному зсуві якоря і дія обертаючого моменту машини (рис. 9.11).

Визначення цих деформацій зводиться до розрахунку кілець, навантажених системами сил, інтенсивність яких дорівнює:

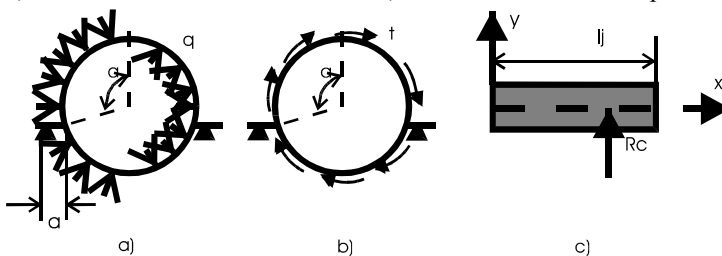


Рис. 9.11. – Навантаження, сприймані станиною

а) від однобічного магнітного тяжіння; б) від обертаючого моменту двигуна; в) поздовжній переріз станини.

-від однобічного магнітного тяжіння

$$q_m = \frac{0.3D_a l}{\pi}, \text{ кгс/рад}; \quad (9.68)$$

-від дії обертаючого моменту

$$t = \frac{M_n}{0.2\pi R_c g}, \text{ кгс/рад}; \quad (9.69)$$

R_c - радіус нейтральної осі перерізу (центра) станини

$$R_c = \frac{D_j + h_j}{2}, \text{ см.} \quad (9.70)$$

Момент інерції поперечного перерізу станини щодо нейтральної осі (рис. 9.11 с) х (для циліндричної станини):

$$J_x = \int_S y^2 dS = 2 \int_0^{\frac{h_j}{2}} \int_0^{l_j} y^2 dx dy = \frac{l_j h_j^3}{12}, \text{ см}^4. \quad (9.71)$$

Вага магнітної системи (вага станини і полюсів з обмотками)

$$G_{mc} = 7.8 \times 10^{-3} \cdot \pi [(R_j + h_j)^2 - R_j^2] \cdot l_j + 2p(G_{дп} + G_{zn}), \text{ кг.} \quad (9.72)$$

Для забезпечення **необхідної жорсткості** станини необхідно дотримання співвідношення

$$J_x \geq \frac{G R_c^2}{22500}. \quad (9.73)$$

Деформації станини визначають:

-від однобічного магнітного тяжіння

$$\Delta_{pm} = \frac{q_m R_c^3}{E J_x} (\lambda_t - 5 \frac{a}{R_c} \cdot \lambda'_{qm}), \text{ см;} \quad (9.74a)$$

-від обертового моменту

$$\Delta_t = \frac{t R_c^3}{E J_x} (\lambda_t - 5 \frac{a}{R_c} \cdot \lambda'_t), \text{ см.} \quad (9.74б)$$

$E = 2.1 \times 10^6 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ - модуль пружкості Іюнга, а - виліт лап станини

(рис. 9.11), вибирається конструктивно, у розрахунку може бути прийнятий $a \approx 10$ см.

Коефіцієнти λ_{qm} , λ_t , λ'_{qm} и λ'_t визначають залежно від кута α підвіски (кріплення лап) станини (рис. 9.11) за табл. 9.4.

Таблиця 9.4 - Коефіцієнти λ_i деформацій станини

Установка машини	Коефіцієнт	90°	100°	110°	120°
На амортизаторах Жорстке кріплення	λ_{qm}	0,025 0,025	0,07 0,045	0,125 0,075	0,2 0,11
На амортизаторах Жорстке кріплення	λ_t	0,11 0,032	0,15 0,055	0,2 0,09	0,3 0,15
Будь-яка установка	λ'_{qm}	0	0,0075	0,0155	0,0235

Сумарну деформацію станини перевіряють при перевантаженні по моменту Кпер у відношенні до величини повітряного зазора під головними полюсами δ . Припустимий сумарний прогин станини не повинен перевищувати 5% рівня:

$$\Delta = \frac{\Delta_{qm} + K_{nep} \Delta_t}{\delta} \times 100\% \leq 5\%. \quad (9.75)$$

9.8 СХЕМА ЕЛЕКТРИЧНОГО З'ЄДНАННЯ ОБМОТОК МАШИНИ

У проєкті варто привести схему електричного з'єднання обмоток машини, з'єднавши виводи всіх обмоток у машині із затискачами в коробці виводів (рис. 9.12).

Відповідно до ГОСТ 26772-85 прийняті такі позначення виводів обмоток (табл. 9.5).

Таблиця 9.5 - Позначення виводів обмоток (ГОСТ 26772-85)

Найменування обмотки	Початок, Н	Кінець, К
Обмотка якоря	A1	A2
Обмотка додаткових полюсів	B1	B2
Компенсаційна обмотка	C1	C2
Серієсна обмотка збудження	D1	D2
Шунтова обмотка збудження	E1	E2
Незалежна обмотка збудження	F1	F2
Зрівняльна обмотка	Y1	Y2
Допоміжна обмотка по поздовжній осі d	H1	H2
Допоміжна обмотка по поперечній осі q	J1	J2

На схемі рис. 9.12 з'єднання A2, B1, C1, C2 є внутрішніми і на коробці виводів не виведені.

З'єднання затискачів коробки виводів слід виконати так, щоб при правому напрямку обертання двигуна (дивлячись з боку колектора), струм протікав від початку 1 обмотки до її кінця 2.

При впорядкуванні схеми з'єднань, особливо у великих машинах, необхідно прагнути розташовувати сполучні шини котушок таким чином, щоб навколо вала не утворювався виток із струмом навантаження, наприклад, сполучні шини ДП і КО пускають у машині **біфлярно**, тобто у протилежних напрямках. Небезпека витка зі струмом виявляється при струмах навантаження понад 400 А і пов'язана з вини-

кненням «підшипникових» вихрових струмів, шлях замикання яких проходить через вал і вкладиші (сепаратори) підшипників, викликаючи електрокорозію останніх.

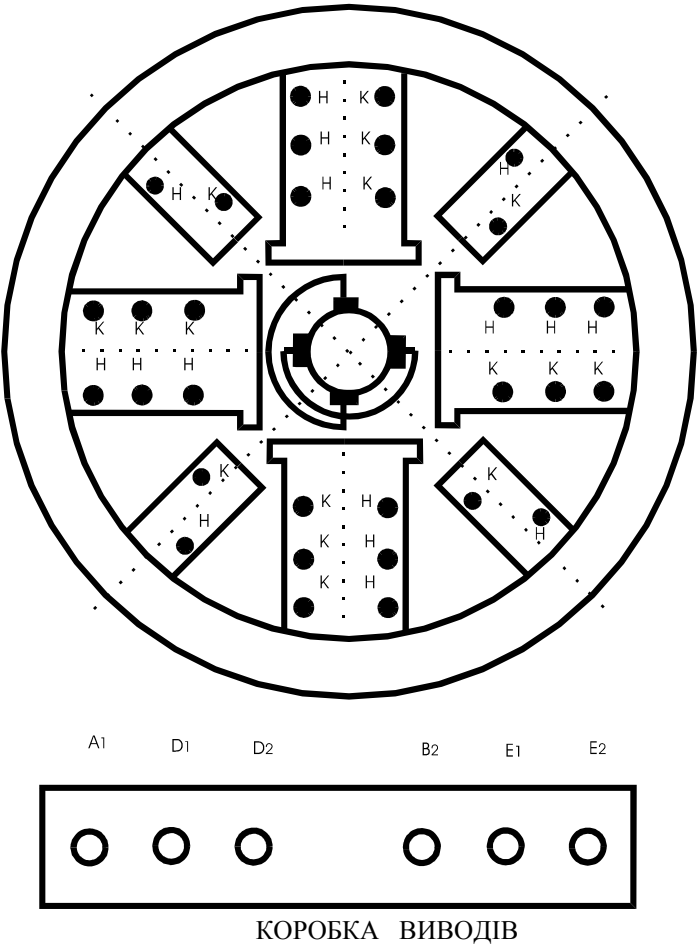


Рис. 9.12 – Заготовчий рисунок для впорядкування схеми електричних з'єднань обмоток машини: Н - початок котушки; К - кінець котушки.

10 ВИПРОБУВАННЯ ДВИГУНІВ

10.1 ОБ'ЄМ І ПРОГРАМА ВИПРОБУВАНЬ

Двигуни піддають таким видам випробувань: приймально-здавальним, періодичним і приймальним. Для кожного виду випробувань затверджується певна **програма випробувань**. Найбільш повний її обсяг для приймальних і періодичних випробувань. У табл. 10.1 наведена виробнича програма випробувань відповідно до ГОСТ 183-74 і ГОСТ 2581-81. Загальні методи проведення випробувань регламентує ГОСТ 11828-75, що враховує вимоги публікацій МЕК 34-1 і 34-2.

Таблиця 10.1 - Програма випробувань і вимірів параметрів тягових машин постійного струму

№ пп	Найменування випробувань	Вид випробувань			Метод випробування
		Приймально-здавальні	Періодичні	Приймальні	
1	2	3	4	5	6
1	Вимір опору ізоляції обмоток щодо корпусу і між обмотками	+	+	+	Мегометр на відповідну напругу
2	Вимір опору обмоток на постійному струмі в практично не нагрітому стані	+	+	+	Методи: амперметра - вольтметра; одинарного (Уйтсона) або подвійного (Томпсона) мосту; омметр логометричної системи
3	Визначення витрати охолодженого повітря	-	+	+	Калориметричний спосіб $Q = \frac{\Delta p}{\rho_{\theta} C_{p\theta} \cdot \Delta \theta_{\theta}}, \frac{m^3}{c}, \Delta p - \text{відомі}$ втрати, $\Delta \theta$ - перевищення температури повітря, $\rho_{\theta}, C_{p\theta}$ - фізичні параметри повітря.

Продовження таблиці 10.1

1	2	3	4	5	6
4	Випробування на нагрівання (тепловий режим S1). При проведенні цього режиму одночасно робиться притирання щіток тощо	+	+	+	Тривала робота (біля 6 годин) під навантаженням, або два непрямих режими: К.З. і Х.Х. із контролем температур обмоток. Контроль температур - за допомогою термометрів, термопар, методом опорів.
5	Випробування при підвищеній (угинній, $1.2n_{\max}$) частоті обертання	+	+	+	Протягом 2 хв.
6	Випробування міжвиткової ізоляції на електричну міцність (у нагрітому стані)	+	+	+	Аналогічно п. 1, але повторення випробувань після проведення теплового режиму п. 4.
7	Визначення номінальних значень струму збудження і частоти обертання	+	+	+	Тахометр, амперметр
8	Зняття області безіскрової роботи (ОБР) і перевірка якості комутації	—	+	+	Методи зняття ОБР. Візуальний контроль іскріння.
9	Перевірка комутації під навантаженням і при робочих перевантаженнях	+	+	+	Візуальний контроль, стендові прилади.
10	Випробування ізоляції обмоток (після перевантажувальних режимів)	+	+	+	Аналогічно пп 1 і 6. Черговий контроль.
11	Визначення характеристики намагнічування	+	+	+	Стенд
12	Визначення робочої швидкісної характеристики	—	+	+	Стенд
13	Визначення регулювальної характеристики	—	+	+	Стенд
14	Контроль температур колектора і підшипників	—	+	+	Термометр
15	Вимір биття колектора в нагрітому стані	+	+	+	Спеціальний індикатор, мікрометр. Припустиме биття до 12 мкм.
16	Вібровипробування	+	+	+	Спеціальний стенд
17	Рівень шуму	—	+	+	Спеціальний стенд
18	Рівень радіозавад	—	+	+	

Продовження таблиці 10.1

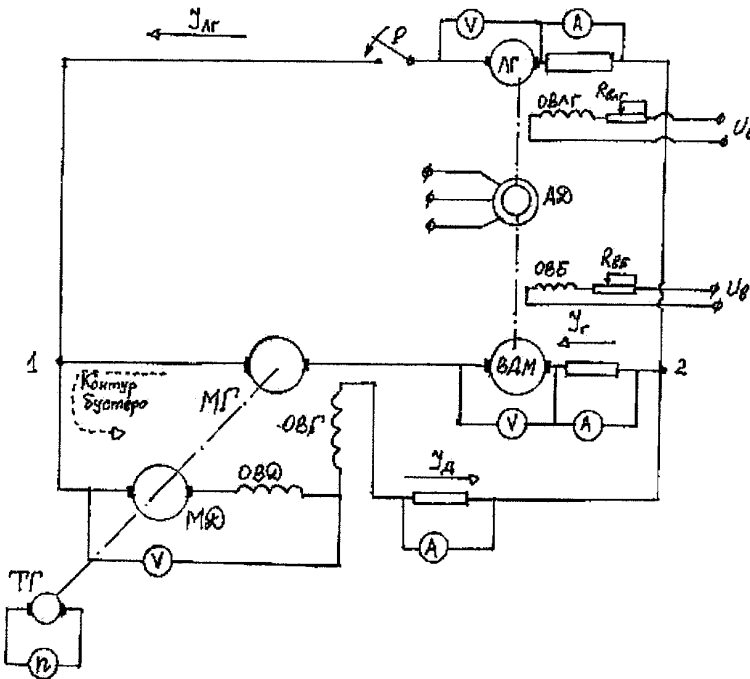
1	2	3	4	5	6
19	Визначення втрат і ККД	–	+	+	Метод поділу втрат, метод окремих утрат, режими КЗ і ХХ; Припустимі відхилення: $\eta = 0.1(1 - \eta)$
20	Перевірка номінальних даних	+	+	+	
21	Визначення моменту інерції	–	–	+	Метод самогальмування (вибігу): $J = \left(\frac{30}{\pi}\right)^2 \frac{P_{\text{мех}} \cdot \Delta t}{n_n \times \Delta n}, \text{ кг} \times \text{м}^2$
22	Перевірка осевого розбігу вала (при застосуванні підшипників ковзання)	–	+	+	Індикатор, що вимірює осьове переміщення вала при номінальному навантаженні і на вибігові. Припустимо від 0.6 до 1 мм.
23	Перевірка плавності та глибини регулювання	–	+	+	
24	Перевірка на пульсуючому живленні	–	+	+	Контроль іскріння
25	Перевірка ступеня захисту IP	–	–	+	
26	Оцінка показників надійності	–	–	+	
27	Кліматичні випробування	–	–	+	Барокамера
28	72-годинний режим номінального навантаження	–	–	+	

Перед проведенням випробувань відповідно до табл. 10.1 треба перевірити схему електричних з'єднань обмоток двигуна і зробити установку щіток на геометричну нейтраль (методом нуля - індикатору, в реверсивному режимі).

10.2 СХЕМА СТЕНДА ДЛЯ ВИПРОБУВАНЬ ТЯГОВИХ ДВИГУНІВ

Для реалізації програми випробувань відповідно до табл. 10.1 застосовується стенд, що реалізує **взаємне навантаження** двох машин. У режимі взаємного навантаження дві машини з'єднуються як електрично (у схемі включення якорів) так і механічно (з'єднанням валів за допомогою муфт), причому одна машина працює в генераторному, а друга в руховому режимі. Двигун витрачає свою механічну

На рис. 10.1 показана схема взаємного навантаження двох тягових двигунів із послідовним збудженням, що називається *схемою з «вольтододатним генератором (ВДМ)»* або *«схемою з бустером»*.



212

Випробуваними машинами є МГ і МД, причому вони мають бути однаковими. Обмотки їхнього збудження включені послідовно з якорем МД. Машина ЛГ є лінійним генератором, що живить схему. Якорі машин МГ і МД з'єднані паралельно.

При замиканні рубильника Р живлення ЛГ подається на двигуни. За 1-м законом Кірхгофа для вузла 1 (рис. 10.1)

$$I_D = I_G + I_{ЛГ}. \quad (10.1)$$

Таким чином, МД $I_D > I_G$ і МГ створюють на спільному валу протилежні за знаком моменти, але оскільки

$$M_D = c\Phi_D I_D > M_G = c\Phi_G I_G, \quad \Phi_D > \Phi_G \text{ то } I_D > I_G.$$

Тому машина МД навантажується двигуном, а машина МГ - генератором. Так система працюватиме без навантаження - струм лінійного генератора $I_{ЛГ}$ малий, **потужність ЛГ у схемі покриває механічні втрати обох машин** МД і МГ. Підвищення напруги ЛГ підвищує частоту обертання випробуваних машин.

Навантаження струмом машин МД і МГ здійснюються введенням у їхній спільний контур КБ (рис. 10.1) джерела ЕРС, що і представляється вольтодатним генератором (бустером) ВДМ. Розмір додаткової ЕРС бустера змінюється за допомогою регулювання в його колі збудження (реостатом $R_{вб}$). **Бустер у схемі покриває електричні втрати обох випробуваних машин МД і МГ.**

Відповідно до 2-го закону Кірхгофа для контуру КБ

$$U_{ВДМ} = E_D - E_G + I_G r_{aГ} + I_D r_D + I_D r_{овГ} \quad (10.2)$$

або

$$E_G + E_{ВДМ} - E_D = I_G r_{aГ} + I_G r_{ВДМ} + I_D (r_D + r_{овГ}),$$

з урахуванням (10.1)

$$I_D = \frac{E_{ВДМ}}{r_D + r_G} - \frac{E_D - E_G}{r_D + r_G} + \frac{I_{ЛГ}(r_{aГ} + r_{ВДМ})}{r_D + r_G}, \text{ А.} \quad (10.3)$$

Останнє співвідношення пояснює залежності при навантаженні схеми рис. 10.1 стенда струмом.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Находкин М.Д., Василенко Г.В., Козорезов М.А., Лупкин Д.М. Проектирование тяговых электрических машин.–М.: Транспорт, 1967.– 536с.
2. Рабинович И.Н., Шубов И.Г. Проектирование электрических машин постоянного тока.–Л.: Энергия, 1967.– 504с.
3. Гольдберг О.Д., Гурин Я.С., Свириденко И.С. Проектирование электрических машин: Учебник для втузов/ Под ред. О.Д. Гольдберга.– М.: Высшая школа, 1984.– 431с.
4. Иоффе А.Б. Тяговые электрические машины.– М.-Л.: Энергия, 1965.– 232с.
5. Дорогуш Т.И. Тяговые электродвигатели городского электро-транспорта. Каталог.– М.: Транспорт, 1964.– 105с.
6. Толкунов В.П. Теория и практика коммутации машин постоянного тока.– М.: Энергия, 1979.– 224с.
7. К.Бинс, П.Лауренсон. Анализ и расчет электрических и магнитных полей. Пер. с англ., – М.: Энергия, 1970.– 376с.
8. Петров Г.Н. Электрические машины. Изд. 2-е. В трех частях.– М.-Л.: ГЭИ, 1963. (Ч. 2).
9. Волков Е.А. Численные методы: Уч. пособие для вузов, 2-е изд., испр.– М.: Наука, 1987. – 248с.
10. Вольдек А.И. Электрические машины. Уч. пособие для студентов.– 2-е изд. перераб. и дополн.– Л.: Энергия, 1974.– 840с.
11. Ключев В.И. Теория электропривода: Учебник для вузов.– М.: Энергоатомиздат, 1985.– 560с.
12. Алексеев А.Е. Конструкция электрических машин.– М.-Л.: Госэнергоиздат, 1958.– 428с.
13. Алексеев А.Е. Тяговые электродвигатели.– М.: Трансжелдориздат, 1951.

*Посилання на різні ГОСТ містяться в тексті й у список літератури не включені. Основними ГОСТ є: - ГОСТ 2582-81 Машини електричні обертові тягові. Загальні технічні вимоги;
ГОСТ 183-74 Машини електричні обертові. Загальні технічні вимоги.

ЗМІСТ

Вступ	3
1. Основні тенденції при проектуванні. Зміст проекту. Завдання до проектування.....	6
1.1. Склад проекту.....	6
1.2. Основні тенденції і завдання проектування.....	7
1.3. Нормативна база і вимоги до тягових електродвигунів..	11
1.4. Вихідні дані до проектування.....	17
2. Основні рівняння. Головні розміри й електромагнітні навантаження машини.....	18
2.1 Основні рівняння машини.....	18
2.1.1 Комутаційні обмеження.....	18
2.1.2 Електрична схема.....	21
2.1.3 ЕРС двигуна і потенційні умови на колекторі..	22
2.2. Лімітуючі моменти при визначенні габариту машини..	22
2.3. Граничні значення електромагнітних навантажень.....	23
2.4. Зв'язок електромагнітних навантажень із габаритом машини.....	24
2.5. Діаметр якоря, число полюсів машини. Типи обмоток машини.....	26
3. Розрахунок обмотки якоря.....	29
3.1. Загальні міркування.....	29
3.2. Обґрунтування типу обмотки.....	29
3.3. Розрахунок параметрів обмотки.....	32
3.4. Розгорнута схема обмотки якоря.....	35
3.5. Проектування якірного паза.....	38
4. Розрахунок геометрії основних вузлів машини.....	57
4.1. Визначення довжини якоря.....	57
4.2. Розрахунок параметрів обмотки якоря.....	58
4.3. Параметри компенсаційної обмотки.....	59
4.4. Особливості магнітного кола додаткових полюсів. Розрахунок параметрів обмотки додаткових полюсів...	67
4.5. Осердя головного полюса і станини. Особливості магнітопроводу	72

4.6.	Геометрія зубчатої зони якоря. Особливості магнітопроводу.....	75
4.7.	Повітряний зазор. Особливості магнітопроводу.....	79
4.8.	Осердя якоря. Особливості магнітопроводу.....	82
5.	Характеристика намагнічування і параметри збудження.....	86
5.1.	Мета розрахунку.....	86
5.2.	Склад магнітного кола і метод розрахунку.....	86
5.3.	Характеристика намагнічування. Характеристика холостого ходу. Вплив навантаження двигуна на характеристику.....	107
5.4.	Розрахунок обмоток збудження.....	112
5.4.1.	Параметри шунтової (рівнобіжної) обмотки.....	112
5.4.2.	Параметри серієсної (послідовної) обмотки.....	117
5.5.	Ескіз міжполюсного вікна машини.....	118
5.6.	Визначення струму якоря.....	120
5.7.	Визначення індуктивностей якірного кола.....	125
6.	Розрахунок параметрів колектора, потенційних умов, комутації.....	127
6.1.	Вибір щіток і розмірів колектора.....	127
6.2.	Визначення розмагнічуючої МРС реакції якоря і потенційних умов на колекторі.....	129
6.3.	Розрахунок комутації.....	133
6.3.1.	Методи розрахунку і методи налагодження комутації.....	133
6.3.2.	Визначення реактивної ЕРС і повітряного зазора ДП методом Ріхтера–Цорна.....	139
6.3.3.	Програма розрахунку на ЕОМ процесу комутації.....	148
7.	Робочі характеристики, втрати і ККД машини.....	150
7.1.	Розрахунок втрат і КДД двигуна.....	150
7.2.	Робочі характеристики двигуна.....	151
7.2.1.	Загальний метод. Послідовне збудження.....	151
7.2.2.	Оформлення. Другі значення β . Випадок змішаного збудження. Оцінка вірогідності. Приклад програми розрахунку.....	154

8.	Оцінка теплового стану двигуна.....	159
8.1.	Загальні міркування по тепловому розрахунку.....	159
8.2	Основи вентиляційного розрахунку двигуна.....	163
8.3.	Тепловий розрахунок якоря.....	169
8.4.	Тепловий розрахунок полюсних котушок і колектора	172
8.4.1.	Перевищення температури котушок і колектора.....	172
8.4.2.	Перевищення температури однорядних котушок.....	173
8.4.3.	Перевищення температури колектора.....	173
8.5.	Розрахунок вбудованого вентилятора.....	174
9.	Конструктивна розробка і механічні розрахунки вузлів двигуна.....	177
9.1.	Розрахунок вала.....	177
9.1.1.	Розрахунок зусиль, що діють на вал.....	177
9.1.2.	Розрахунок вала на прогин.....	179
9.1.3.	Розрахунок вала на міцність.....	180
9.1.4.	Розрахунок вала на критичну частоту обертання.....	182
9.2.	Розрахунок колектора.....	184
9.3.	Розрахунок обмотки якоря.....	187
9.3.1.	Розрахунок бандажного кріплення лобової частини обмотки.....	187
9.3.2.	Розрахунок клинового кріплення в пазах.....	190
9.4.	Розрахунок підшипників.....	190
9.5.	Кріплення головних полюсів.....	190
9.6.	Кріплення додаткових полюсів.....	201
9.7.	Розрахунок станини.....	203
9.8.	Схема електричного з'єднання обмоток машини.....	207
10.	Випробування двигунів.....	209
10.1.	Обсяг і програма випробувань.....	209
10.2.	Схема стенда для випробувань тягових двигунів.....	211
	Список літератури.....	214

Навчальне видання.

Навчальний посібник Тягові електричні машини. Двигуни постійного струму: Навч. посібник. (для студентів денної та заочної форм навчання 3 – 5 курсів спеціальності 7.092202 – Електричний транспорт).

Навчальний посібник

Укладачі: Калиниченко Юрій Сергійович,
Кузнецов Анатолій Іванович.

Відповідальний за випуск В.Х.Далека

Редактор: М.З. Аляб'єв
Коректор З.І. Зайцева

План видання 2004, поз.419

Підп. до друку 23.04.04	Формат 60×84 1/1	
Папір офісний	Друк на ризографії.	Обл.-вид. арк. 9,2
Тираж 150 прим.	Зам. №	Ціна договірна

61002, Харків, ХНАМГ, вул. Революції, 12

Сектор оперативної поліграфії ІОЦ ХНАМГ
61002, Харків, вул. Революції, 12.